



UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

**Innovazione e sicurezza nel taglio della  
carta: progettazione di un sistema  
automatizzato**

**Innovation and safety in paper cutting:  
design of an automated system**

Candidato:  
**Pieretti Diego**

Relatore:  
**Prof. Germani Michele**

Anno Accademico 2023-2024





UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

**Innovazione e sicurezza nel taglio della  
carta: progettazione di un sistema  
automatizzato**

**Innovation and safety in paper cutting:  
design of an automated system**

Candidato:  
**Pieretti Diego**

Relatore:  
**Prof. Germani Michele**

Anno Accademico 2023-2024

---

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA  
Via Brezze Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy

# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Stato dell'arte</b>	<b>3</b>
2.1	Linee guida per la progettazione di macchina . . . . .	3
2.2	Solid Edge . . . . .	6
2.3	LeanCost . . . . .	8
<b>3</b>	<b>L'azienda: Texon Italia</b>	<b>10</b>
<b>4</b>	<b>Caso Studio:</b>	
	<b>Progettazione di una macchina per il taglio automatico</b>	
	<b>della carta</b>	<b>12</b>
4.1	Problematiche . . . . .	12
4.2	Cinematica del problema . . . . .	14
4.2.1	Tagliente . . . . .	16

*0.0 INDICE*

4.3	Dinamica del problema . . . . .	20
4.4	Dimensionamento dei componenti . . . . .	23
4.4.1	Rullo . . . . .	23
4.4.2	Motore . . . . .	25
4.4.3	Trasmissione . . . . .	31
4.4.4	Albero . . . . .	36
4.4.5	Cuscinetti . . . . .	45
4.4.6	Telaio . . . . .	48
4.5	Possibili miglioramenti del sistema . . . . .	51
<b>5</b>	<b>Modello 3D CAD della macchina</b>	<b>54</b>
<b>6</b>	<b>Costificazione della macchina</b>	<b>57</b>
<b>7</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>59</b>

# Elenco delle figure

3.1	Logo Texon . . . . .	11
4.1	Spazio disponibile macchina . . . . .	14
4.2	Taglio eseguito manualmente . . . . .	14
4.3	Sviluppo taglio su un piano 2D . . . . .	15
4.4	Lama a nastro senza denti (band knives) . . . . .	17
4.5	vista frontale meccanismo di fissaggio . . . . .	19
4.6	meccanismo di fissaggio . . . . .	19
4.7	Coefficiente di taglio legno . . . . .	21
4.8	Tabella motori trifase 2 poli . . . . .	27
4.9	Tabella motori trifase 4 poli . . . . .	28
4.10	Tabella motori trifase 6 poli . . . . .	29
4.11	Tabella motori trifase 8 poli . . . . .	30
4.12	Forze ruota elicoidale su vite . . . . .	35
4.13	Schema albero . . . . .	37

## 0.0 ELENCO DELLE FIGURE

4.14	Carichi ruota su albero . . . . .	38
4.15	Piano verticale forze su albero . . . . .	38
4.16	Piano orizzontale forze su albero . . . . .	39
4.17	Diagrammi delle reazioni interne per il piano orizzontale e verticale . . . . .	40
4.18	Tabella fattore d'intaglio $k_t$ . . . . .	43
4.19	Catalogo scelta cuscinetti . . . . .	46
4.20	Tabelle ancoranti per fissaggio a terra . . . . .	50
4.21	Rullo di supporto . . . . .	53
4.22	Particolare rullo di supporto . . . . .	53
5.1	Assieme sistema di taglio . . . . .	55
5.2	vista frontale assieme . . . . .	55
5.3	vista posteriore assieme . . . . .	55
5.4	vista dall'alto assieme . . . . .	56
5.5	vista dal basso assieme . . . . .	56
5.6	vista laterale assieme . . . . .	56
6.1	Tabella costi componenti . . . . .	58

# 1 Introduzione

Nel contesto industriale moderno, l'automazione dei processi produttivi rappresenta un elemento chiave per migliorare l'efficienza, ridurre i costi e aumentare la qualità del prodotto finale, il tutto garantendo una maggiore sicurezza agli operatori. In Texon, che svolge un ruolo cruciale nella produzione di una vasta gamma di prodotti, la sicurezza degli operatori è una priorità fondamentale che deve essere affrontata con soluzioni innovative.

Questa tesi si propone di sviluppare un sistema di taglio automatico per un tipo specifico di materiale celluloso, destinato a un'azienda leader nel settore. Il progetto è nato principalmente dall'esigenza di risolvere problematiche di sicurezza legate al taglio manuale della carta. Gli operatori, infatti, eseguendo il processo manualmente, erano esposti a rischi elevati di infortuni, in particolare tagli e lacerazioni.

L'obiettivo principale del lavoro è la progettazione di una macchi-

na per il taglio automatico della carta che sia in grado di operare con precisione e affidabilità, riducendo al minimo l'intervento umano e, di conseguenza, i rischi per la sicurezza degli operatori. Oltre a migliorare la sicurezza, l'automazione del processo contribuirà anche a ottimizzare l'efficienza produttiva e ridurre gli sprechi di materiale.

## **2 Stato dell'arte**

Questo capitolo offre una panoramica delle tecnologie, metodologie e strumenti attualmente in uso nel campo della progettazione di macchine. L'obiettivo è fornire un contesto chiaro per comprendere il punto di partenza del progetto e giustificare le scelte tecniche adottate.

In letteratura non esiste un caso esattamente analogo al sistema progettato, poiché questo è stato sviluppato specificamente per un'azienda in cui le macchine sono progettate su misura e sono uniche per le esigenze dell'azienda stessa.

### **2.1 Linee guida per la progettazione di macchina**

La progettazione di macchine industriali richiede l'adozione di linee guida rigorose, che servono a garantire che il prodotto finale sia in grado di

## 2.1 *Linee guida per la progettazione di macchina*

soddisfare i requisiti funzionali, ma anche di garantire la sicurezza per gli operatori, il tutto essendo conforme alle normative vigenti, e ottimizzato in termini di efficienza produttiva. Queste linee guida comprendono una serie di considerazioni tecniche e normative, tra cui:

- **Sicurezza:** l'integrazione di dispositivi di sicurezza e la riduzione dei rischi operativi rappresentano una priorità nella progettazione. Questo include l'analisi dei rischi, la scelta di materiali appropriati, e l'implementazione di sistemi di protezione adeguati.
- **Ergonomia:** le macchine devono essere progettate tenendo conto dell'ergonomia, assicurando che siano facili e sicure da utilizzare per gli operatori, riducendo al minimo lo stress fisico e il rischio di infortuni.
- **Normative e standard:** la conformità alle normative locali e internazionali, come gli standard ISO, è fondamentale. La norma ISO 12100:2010 specifica la terminologia di base, i principi generali e una metodologia per raggiungere la sicurezza nella progettazione di macchinari. Essa fornisce un quadro sistematico per identificare i pericoli, valutare i rischi e applicare misure di riduzione del rischio, assicurando che la macchina sia sicura per l'uso previsto.[1]

## *2.1 Linee guida per la progettazione di macchina*

In parallelo, la Direttiva Macchine 2006/42/CE, applicabile in tutta l'Unione Europea, stabilisce i requisiti essenziali di sicurezza e salute relativi alla progettazione e alla costruzione delle macchine. Questa direttiva impone che le macchine siano progettate per essere sicure, e prevede la marcatura CE come indicazione che il prodotto soddisfa tutti i requisiti applicabili, consentendo la libera circolazione all'interno del mercato europeo. L'aderenza a queste normative assicura che la macchina possa essere legalmente commercializzata e utilizzata in diverse giurisdizioni.

- **Manutenibilità:** la progettazione deve facilitare la manutenzione, riducendo i tempi di fermo e i costi operativi a lungo termine. Componenti critici devono essere facilmente accessibili per la manutenzione e la sostituzione.
- **Affidabilità e durabilità:** la scelta dei materiali e dei componenti deve garantire che la macchina sia affidabile e duratura, con un ciclo di vita lungo e prestazioni stabili nel tempo.
- **Progettazione:** la macchina deve essere progettata tenendo conto di vari aspetti quali i vincoli, la cinematica e la dinamica del

## *2.2 Solid Edge*

problema, il dimensionamento dei componenti, il modello CAD 3D e, infine, un'analisi della costificazione.

## **2.2 Solid Edge**

Come software per la progettazione 3D del sistema si è utilizzato Solid Edge.

E' un software di progettazione meccanica 3D sviluppato da Siemens Digital Industries Software, ideato per supportare ingegneri e progettisti nella creazione di modelli complessi e dettagliati. Il suo punto di forza è la modellazione sincrona, che combina la modellazione diretta con quella parametrica, consentendo modifiche rapide e flessibili ai progetti senza dover ripercorrere l'intera cronologia del modello.

Il software è utilizzato in vari settori industriali, come la meccanica, l'automotive, l'aerospaziale e l'energia, per progettare, simulare e produrre componenti e sistemi complessi. Grazie alla sua interfaccia semplice e intuitiva, Solid Edge permette agli utenti di esplorare le prestazioni dei loro progetti in modo virtuale, riducendo i tempi di sviluppo e migliorando la qualità complessiva del prodotto

Il software offre strumenti avanzati per la creazione di:

### 2.3 Solid Edge

- **Modelli di parti e assiemi:** Solid Edge permette di progettare componenti meccanici e di assemblarli in modelli 3D complessi. Il sistema gestisce con facilità grandi assiemi, consentendo di visualizzare, modificare e ottimizzare i progetti in tempo reale.
- **Superfici e geometrie :** La modellazione 3D con Solid Edge include strumenti per creare superfici e geometrie anche complesse, supportando la progettazione di forme aerodinamiche e altri componenti meccanici che necessitino di requisiti specifici.
- **Simulazioni ingegneristiche:** All'interno dell'ambiente di progettazione, gli utenti possono eseguire simulazioni per verificare l'integrità strutturale, la resistenza dei materiali, e altri aspetti cruciali del progetto meccanico, assicurando che i modelli siano pronti per la produzione senza errori.

In sintesi, Solid Edge offre una soluzione completa e integrata per la progettazione meccanica 3D, facilitando la creazione, la modifica e l'ottimizzazione di componenti e assiemi complessi con un elevato livello di precisione ed efficienza.[2]

## 2.3 LeanCost

In questo studio si è utilizzato LeanCost per fare un'analisi della costificazione di ogni singolo componente che andrà a costituire il sistema di taglio.

LeanCost è un software sviluppato da Hyperlean che fornisce soluzioni avanzate per la stima e l'analisi dei costi di produzione nelle fasi iniziali della progettazione. Pensato per supportare le aziende manifatturiere, LeanCost permette di ridurre i costi e ottimizzare i processi produttivi, offrendo una valutazione precisa e rapida delle spese associate alla realizzazione di un prodotto.

Uno degli aspetti più innovativi di LeanCost è la sua capacità di calcolare automaticamente i costi di produzione, sfruttando i modelli 3D CAD del prodotto. Questa funzionalità consente ai progettisti di ottenere stime dettagliate e accurate già nelle prime fasi dello sviluppo.

Il software si integra perfettamente con i principali strumenti CAD, facilitando la transizione dal modello digitale alla valutazione economica, e si rivela particolarmente utile per identificare potenziali aree di risparmio e ottimizzare i processi produttivi, contribuendo così a ridurre

### *2.3 LeanCost*

i tempi di sviluppo e i costi complessivi del prodotto.

In sintesi, LeanCost rappresenta uno strumento essenziale per le aziende che mirano a migliorare la loro competitività sul mercato, consentendo un controllo efficace dei costi di produzione fin dalle prime fasi del ciclo di vita del prodotto [3].

### **3 L'azienda: Texon Italia**

Texon Italia è una delle sedi operative di Texon, un'azienda globale con una lunga storia nella produzione di materiali sostenibili per l'industria della moda, della calzatura e degli accessori. Situata a Ripatransone, in provincia di Ascoli Piceno, questa sede rappresenta un centro strategico per la produzione e lo sviluppo di soluzioni innovative nel settore dei materiali compositi.

Texon si è progressivamente affermata come leader mondiale nella produzione di materiali strutturali per calzature, tessuti tecnici e materiali sostenibili. L'azienda ha sempre posto un forte accento sull'innovazione e la sostenibilità, sviluppando prodotti che combinano alta performance con un ridotto impatto ambientale.

Presso lo stabilimento di Ripatransone, Texon Italia si occupa della produzione di una vasta gamma di prodotti destinati principalmente all'industria calzaturiera. Tra questi, spiccano i materiali per sottopiedi.

### 3.0

L'azienda è rinomata per l'uso di tecnologie avanzate e per l'adozione di processi produttivi che minimizzano l'impatto ambientale, in linea con l'impegno globale di Texon per la sostenibilità.[4]

All'interno dello stabilimento, Texon Italia utilizza una varietà di macchinari altamente specializzati per la lavorazione dei materiali, partendo dalla lavorazione della cellulosa fino ad ottenere il prodotto finale, il tutto con un sistema che opera in modo continuo. Il punto in cui si è richiesta la necessità del sistema di taglio è nelle fasi finali del processo, dove la carta, uscita dagli essiccatori, si deve raccogliere in bobine.



Figura 3.1: Logo Texon

## 4 Caso Studio:

# Progettazione di una macchina per il taglio automatico della carta

In questo capitolo si esamina la progettazione vera e propria della macchina. Questa andrà a svolgere una funzione che attualmente viene eseguita manualmente da due operatori, i quali, mediante un semplice cutter incidono il foglio eseguendo un taglio. La nuova macchina è stata progettata per sostituire questa operazione manuale, migliorando l'efficienza e la sicurezza del processo.

### 4.1 Problematiche

Nel corso della progettazione, sono emersi tre vincoli principali che hanno guidato lo sviluppo della macchina: lo spazio ridotto, il taglio a V e

## 4.1 Problematiche

l'automazione del processo.

- *Spazio ridotto* in quanto al termine del processo di taglio è essenziale che un operatore possa applicare un adesivo sulla punta del foglio stesso. Questo adesivo serve a far aderire il materiale alla bobina vuota. Per garantire un'operazione efficiente, è stato necessario progettare la macchina in modo che lo spazio rimanente fosse sufficiente per consentire all'operatore di svolgere questo compito senza difficoltà o interferenze con altre parti del sistema.
- *Il taglio a V* deve essere eseguito al centro del foglio. Questo accorgimento è fondamentale per garantire che, una volta avvolto sulla bobina, il materiale si distribuisca uniformemente, evitando qualsiasi tipo di sbilanciamento.
- *L'automazione del processo* per garantire la sicurezza degli operatori, aspetto fondamentale che ha creato la necessità di non eseguire più il processo manualmente, riducendo quindi il rischio dei lavoratori di andare a contatto con la lama del tagliente.

## 4.2 Cinematica del problema



Figura 4.1: Spazio disponibile macchina



Figura 4.2: Taglio eseguito manualmente

## 4.2 Cinematica del problema

La cinematica di un problema si riferisce allo studio del movimento dei componenti di un sistema meccanico senza considerare le forze che lo causano.

Nel caso specifico della progettazione di una macchina, si esaminano i movimenti relativi delle parti della macchina (ad esempio il movimento di taglio) per capire come il sistema realizza la funzione desiderata.

Nella macchina progettata si è pensato a due taglienti avvolti eliocoidalmente su un rullo cilindrico in modo simmetrico. I parametri

## 4.2 Cinematica del problema

dell'elicoide vengono ricavati dallo sviluppo del taglio su un piano 2D.

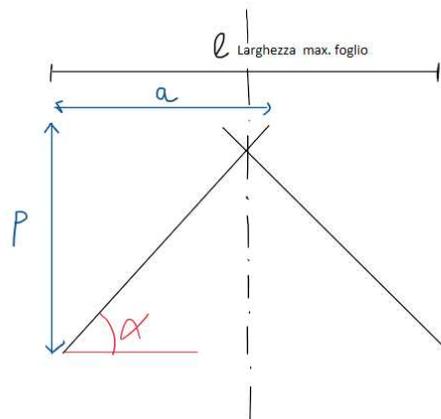


Figura 4.3: Sviluppo taglio su un piano 2D

Nella figura 4.3 i parametri  $a$  e  $p$  (distanza del tagliante dalla bobina vuota, che è anche uguale al passo dell'elica) sono dati dallo spazio disponibile per la struttura, mentre  $l$  (larghezza massima del foglio) è un parametro fornito dall'azienda il cui valore è 1690mm; si hanno quindi noti tutti i dati e si può procedere nel calcolare  $\alpha$  ovvero l'angolo di inclinazione d'elica, parametro molto importante nella buona riuscita del taglio, in quanto maggiore è l'inclinazione del tagliante minore sarà la forza di taglio necessaria.

Il parametro  $p$  è altrettanto importante, infatti se fosse troppo piccolo il taglio terminerebbe prima che la punta a cui viene messo l'adesivo raggiunga la bobina vuota, con conseguente caduta a terra del foglio; se invece fosse troppo grande il foglio non cadrebbe a terra ma si

## 4.2 Cinematica del problema

sprecherebbe maggiore materiale.

A tal proposito si consideri il tagliente ad una distanza  $d=400\text{mm}$  dal rullo trasportatore, con conseguente valore di  $p=1950-400=1550\text{mm}$  essendo la distanza tra rullo trasportatore e bobina vuota di  $1950\text{mm}$ .

Il parametro  $a$  è dato invece dalla metà della larghezza massima del foglio a cui va sommata una certa quantità (si supponga  $5\text{mm}$ ) per permettere ai due taglienti di incrociarsi, effettuando così tagli in successione e rendendo possibile la formazione della V.

Si può ora calcolare  $\alpha$  sfruttando le proprietà sui triangoli rettangoli:

$$\tan(\alpha) = \frac{p}{a} \quad \text{ovvero} \quad \alpha = \arctan\left(\frac{p}{a}\right) \approx 60^\circ \quad (4.1)$$

Dall'equazione 4.1 si nota come l'angolo d'inclinazione dell'elica e quindi del tagliente sul foglio soddisfi i requisiti di progetto.

Essendo i due taglienti simmetrici lo studio fatto per il primo è equivalente a quello per il secondo, si omettono quindi i passaggi.

### 4.2.1 Tagliente

La scelta del tipo di tagliente è molto importante affinché la macchina funzioni correttamente.

## 4.2 Cinematica del problema

Visto il caso particolare, per il sistema di taglio sono state selezionate lame a nastro senza denti, conosciute anche come band knives. Questo tipo di tagliente si trova in commercio ed è uno strumento di taglio flessibile e continuo, utilizzato in una varietà di applicazioni industriali.



Figura 4.4: Lama a nastro senza denti (band knives)

A differenza delle tradizionali lame a nastro seghettate, le band knives presentano un bordo di taglio liscio e affilato. Questo tipo di lama è progettato per tagliare senza strappare o danneggiare i materiali delicati, garantendo tagli netti e precisi.

Sono generalmente realizzate in acciaio inossidabile o acciaio ad alto tenore di carbonio, che offrono una buona combinazione di flessibilità, durezza e resistenza all'usura. L'acciaio inossidabile è spesso preferito per le sue proprietà antiruggine e la capacità di mantenere un bordo affilato.

## *4.2 Cinematica del problema*

La flessibilità della lama è una caratteristica fondamentale. Le band knives devono essere abbastanza flessibili per adattarsi a superfici irregolari e seguire contorni complessi, mantenendo comunque la rigidità necessaria per garantire un taglio preciso.

Il vantaggio principale delle lame a nastro senza denti rispetto ad altre tipologie di taglienti è legato soprattutto ad una questione di manutenzione, infatti rispetto ad altre possibili soluzioni ne richiedono meno e possono essere riaffilate più facilmente.

Importanti considerazioni prima dell'utilizzo è che le lame siano ovviamente affilate ma che soprattutto abbiano una corretta tensione per evitare vibrazioni o slittamenti indesiderati durante l'operazione.

Per fissare efficacemente il tagliente sulla superficie del rullo, si è previsto un sistema basato su una guida fissata al rullo stesso. Questa guida serve da alloggiamento per la lama e consente di mantenerla saldamente in posizione durante tutto il processo di taglio. Il meccanismo di fissaggio è progettato per essere regolabile tramite morsetti. Questi, possono essere allargati o stretti permettendo una facile manutenzione e sostituzione del tagliente, rendendo l'intero sistema più efficiente e affidabile.

## 4.2 Cinematica del problema

Un esempio di come può essere progettato il meccanismo di fissaggio è dato dalle figure seguenti:

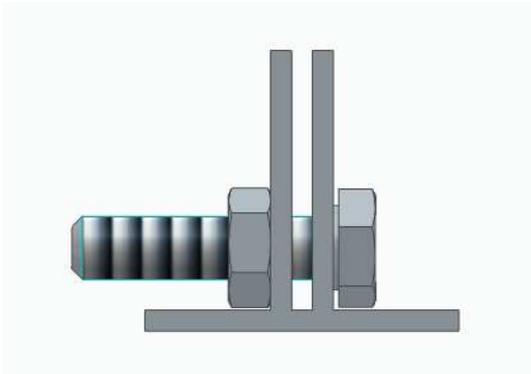


Figura 4.5: vista frontale meccanismo di fissaggio

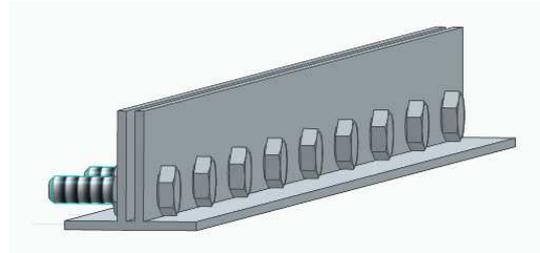


Figura 4.6: meccanismo di fissaggio

Come si può osservare, il meccanismo proposto è caratterizzato da una struttura relativamente semplice. L'allargamento o il restringimento della guida viene realizzato tramite un sistema di bulloni. Questo permette di regolare con precisione la pressione esercitata sulla lama, garantendo che rimanga ferma e ben allineata durante l'intero processo di taglio.

Per quanto riguarda la scelta del materiale della lamiera utilizzata nella guida, è essenziale optare per uno spessore adeguato, che non sia eccessivo. Dato che le forze applicate nel sistema sono relativamente basse, non è necessario utilizzare uno spessore particolarmente alto; infatti, se la lamiera fosse troppo spessa, potrebbero sorgere problemi nel fun-

### *4.3 Dinamica del problema*

zionamento corretto del meccanismo di chiusura: la fessura destinata ad accogliere la lama potrebbe non riuscire a comprimersi in modo uniforme attorno al tagliente, rischiando così di non garantire un fissaggio stabile, creando piccoli spazi o tolleranze non volute all'interno della fessura. Questo aumenterebbe il rischio di scivolamento del tagliente durante il taglio compromettendo la precisione del taglio stesso e, in situazioni più gravi, potrebbe causare danni al materiale o al sistema, o addirittura mettere a rischio la sicurezza dell'operatore.

## **4.3 Dinamica del problema**

La dinamica di un problema si riferisce allo studio delle forze e dei movimenti che agiscono su un sistema meccanico, determinando come i componenti del sistema si comportano sotto l'influenza di tali forze.

Nel caso specifico, l'unica forza che agisce nel sistema è quella che riguarda la forza di taglio necessaria per incidere il foglio di carta. Per trovarla si devono considerare diversi fattori come la geometria del tagliente, le proprietà del materiale e le condizioni operative.

Il tagliente elicoidale ha una geometria complessa ma, in termini semplici, si comporta come una serie di taglienti inclinati rispetto alla

### 4.3 Dinamica del problema

direzione di taglio.

Per quanto riguarda le proprietà del materiale è importante conoscere il coefficiente di taglio della carta. Essendo, quello utilizzato da Texon, un tipo particolare di carta non sono presenti in letteratura valori possibili di questo coefficiente. Non avendo poi potuto disporre di dati sperimentali, poiché come già detto il processo precedentemente veniva svolto manualmente, si è utilizzato come coefficiente quello del legno[5], ponendosi in una situazione sicuramente conservativa.

Wood Species	Maximum Stress (psi) (MPa)					
	Bending		Compression			
	Horizontal Shear - $\tau$ -		Perpendicular to Grain - $\sigma$ -		Parallel to Grain - $\sigma$ -	
	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry
Birch, Yellow	1417 9.77	1668 11.5	477 3.29	715 4.93	960 6.62	1200 8.27
Fir, Douglas	1417 9.77	1668 11.5	417 2.88	625 4.31	1360 9.38	1700 11.7
Larch, Western	1417 9.77	1668 11.5	417 2.88	625 4.31	1360 9.38	1700 11.7
Maple, Red	1271 8.76	1495 10.3	410 2.83	615 4.24	880 6.07	1100 7.58
Oak, Black	1369 9.44	1610 11.1	590 4.07	885 6.1	920 6.34	1150 7.93
Pine, Eastern White	1222 8.43	1438 9.92	223 1.54	335 2.31	960 6.62	1200 8.27
Redwood	1320 9.1	1553 10.7	433 2.99	650 4.48	1200 8.27	1500 10.3

Figura 4.7: Coefficiente di taglio legno

Dalla figura 4.7 facendo una media dei valori di tutti i tipi di legno si ottiene uno sforzo di taglio del legno  $\tau_s \approx 8$  MPa, valore che si utilizzerà d'ora in avanti.

### 4.3 Dinamica del problema

La forza di taglio può essere stimata usando la formula:

$$F_t = \tau_s \cdot A \quad (4.2)$$

dove:

$F_t$  rappresenta la forza di taglio [N]

$\tau_s$  è lo sforzo di taglio del legno [MPa]

$A$  indica l'area di contatto tra foglio e tagliente [ $mm^2$ ]

L'area di contatto durante il taglio dipende dalla larghezza della lama  $w$  (2 mm) e dalla profondità di penetrazione del tagliente  $d$ , in questo caso tutto il foglio; si prende come spessore quello maggiore utilizzato da Texon (3.50 mm) in modo da garantire un corretto dimensionamento per tutti gli altri utilizzati.

L'area di contatto sarà quindi data da:

$$A = w \cdot d \quad (4.3)$$

Tuttavia, l'area effettiva dipende dall'angolo elicoidale  $\alpha$  che influisce sulla lunghezza della lama che taglia il foglio in un dato momento, poiché sarà sicuramente maggiore rispetto ad un taglio perpendicolare,

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

ne risulta quindi che:

$$A_{\text{eff}} = \frac{w \cdot d}{\cos(\alpha)} \quad (4.4)$$

Sostituendo l'equazione 4.4 alla 4.2 si ottiene il valore della forza di taglio per un singolo tagliente:  $F_t \approx 120 \text{ N}$ .

Ovviamente la forza di taglio totale sarà data dal doppio di quella che agisce su un singolo tagliente.

## 4.4 Dimensionamento dei componenti

Il dimensionamento dei componenti è una fase cruciale nella progettazione di qualsiasi sistema meccanico; in questa sezione, verranno analizzati i criteri e i metodi utilizzati per dimensionare i principali componenti del sistema in esame.

### 4.4.1 Rullo

Per il dimensionamento degli altri componenti della struttura è necessaria una stima del peso del rullo. Essendo le forze in gioco non particolarmente elevate, il rullo può essere realizzato utilizzando un albero in acciaio, con un rivestimento esterno in un materiale più leggero e

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

non necessariamente metallico, come una gomma resistente da costruzione. Questa scelta permette di ridurre il peso complessivo del rullo, contribuendo a rendere l'intera struttura più leggera e, quindi, meno sollecitata, senza compromettere la robustezza e l'efficienza del sistema.

Ipotizzo  $d_{\text{albero}} = 100 \text{ mm}$ .

Il peso dell'albero è dato dalla seguente relazione:

$$W_{\text{albero}} = \rho \cdot V_{\text{albero}} \quad (4.5)$$

dove  $V_{\text{albero}}$  è il volume dell'albero ed è dato da:

$$V_{\text{albero}} = \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{albero}}}{2}\right)^2 \cdot l_{\text{albero}} \quad (4.6)$$

$\rho$  è il peso specifico del ferro ed è uguale a  $\rho = 7874 \text{ Kg/m}^3$ .

Ipotizzo  $d_{\text{est\_gomma}} = 300 \text{ mm}$ .

Il peso del rullo gommato è dato dalla seguente relazione:

$$W_{\text{rullo gom}} = \rho_g \cdot V_{\text{gomma}} \quad (4.7)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

dove  $V_{\text{gomma}}$  è il volume del cilindro gommato ed è dato da:

$$V_{\text{gomma}} = \pi \cdot \left( \frac{d_{\text{est}} - d_{\text{int}}}{2} \right)^2 \cdot l_{\text{gomma}} \quad (4.8)$$

$\rho_g$  è il peso specifico della gomma ed è uguale a  $\rho_g = 1100 \text{ Kg/m}^3$ .

Il peso totale del rullo  $W_{\text{tot}}$  è dato dalla somma della 4.5 e 4.7.

Sostituendo i vari dati si ottiene  $W_{\text{tot}} \approx 200 \text{ Kg}$ .

#### 4.4.2 Motore

Affinché il sistema di taglio funzioni correttamente è necessario che la velocità periferica del rullo corrisponda esattamente alla velocità di avanzamento del foglio. Questo è particolarmente importante poiché Texon produce fogli di spessori variabili, ognuno dei quali richiede una diversa velocità di avanzamento. In particolare, maggiore è lo spessore del foglio, minore sarà la velocità di avanzamento necessaria, e viceversa.

Nel dimensionamento del motore, si prende in considerazione la velocità di avanzamento più elevata ( $v_{\text{max}} = 29.49 \text{ m/m} = 0.5 \text{ m/s}$ ), poiché è quella che richiede una coppia maggiore. Una volta dimensionato il motore sulla base di questa velocità, viene integrato un sistema di controllo nella macchina che consente di regolare la potenza erogata e,

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

di conseguenza, la velocità del rullo, in modo che possa adattarsi alle specifiche esigenze di ogni tipo di foglio in lavorazione. Questo approccio garantisce la flessibilità necessaria per operare con diverse condizioni di carico, mantenendo sempre l'efficienza e la precisione del sistema di taglio.

La coppia che il motore deve fornire è:

$$C_m = W_{\text{tot}} \cdot g \cdot \frac{d}{2} \approx 300 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.9)$$

La velocità di rotazione dell'albero e quindi del rullo è:

$$\omega = \frac{v_{\text{max}}}{r} = 3.3 \text{ rad/s} \quad (4.10)$$

si ha quindi che

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \approx 31.83 \text{ rpm} \quad (4.11)$$

La potenza che il motore deve sviluppare è quindi data da:

$$P = C_m \cdot \omega \quad (4.12)$$

Se si tiene conto del rendimento di un eventuale riduttore che si può

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

ipotizzare sull'80%, si ha che la potenza effettiva è data da:

$$P_{\text{eff}} = \frac{P}{0.8} \approx 1250 \text{ W} \quad (4.13)$$

Si sceglie la tipologia di motore più adatta a partire dal catalogo SMEM[6]; la scelta ricade tra quattro tipologie di motori trifase a singola polarità aventi dai due agli otto poli.

- **Motori trifase a singola polarità 2 poli**

KW	HP	Model		rpm	$\eta\%$	$\cos\phi$	$I_n$ (A) 400V/50Hz	$\frac{I_s}{I_n}$	$C_n$	$\frac{C_s}{C_n}$	$\frac{C_{\max}}{C_n}$	J (Kgm <sup>2</sup> )	W (Kg)	CFAT (Nm)	Cf ATC/ATK (Nm)
0,09	0,12	6SM	56A2	2670	57,0	0,65	0,35	6	0,32	2,2	2,4	0,0001	2,8		
0,12	0,16	6SM	56B2	2730	62,0	0,69	0,4	6	0,42	2,2	2,4	0,0001	3,2		
0,18	0,25	6SH	56B2	2750	65,0	0,72	0,56	6	0,63	2,2	2,4	0,0001	3,5		
0,18	0,25	6SM	63A-2	2710	63,0	0,75	0,55	6	0,63	2,2	2,4	0,0001	4	3,5	5
0,25	0,34	6SM	63B-2	2710	65,0	0,78	0,71	6	0,88	2,2	2,4	0,0002	4,4	3,5	5
0,37	0,5	6SH	63B-2	2710	65,0	0,78	1,05	6	1,3	2,2	2,4	0,0002	4,9	3,5	5
0,37	0,5	6SM	71A-2	2730	70,0	0,79	0,97	6	1,3	2,2	2,4	0,0003	5,6	5,5	12
0,55	0,75	6SM	71B-2	2760	71,0	0,79	1,42	6	1,9	2,2	2,4	0,0004	6,1	5,5	12
0,75	1	6SH	71B-2	2730	72,0	0,82	1,83	6	2,63	2,2	2,4	0,0005	7	5,5	12
0,75	1	6SM	80A-2	2770	73,0	0,84	1,77	6	2,59	2,2	2,4	0,0008	9,1	11	16
1,1	1,5	6SM	80B-2	2770	76,2	0,83	2,51	6	3,79	2,2	2,4	0,0010	10,2	11	16
1,5	1,5	6SH	80B-2	2800	78,5	0,83	3,32	6	5,12	2,2	2,4	0,0013	11,7	11	16
1,5	2	6SM	90S-2	2840	78,5	0,84	3,28	6	5,05	2,2	2,4	0,0014	12	12	20
2,2	3	6SM	90L-2	2840	81,0	0,85	4,61	6	7,4	2,2	2,4	0,0017	15	12	20
3	4	6SH	90L-2	2840	82,6	0,86	6,1	6	10,09	2,2	2,4	0,0021	18,5	12	20

Figura 4.8: Tabella motori trifase 2 poli

Dalla tabella si sceglie il motore in grado di sviluppare una potenza

$P = 1.5kW$ . Il rapporto di trasmissione  $i$  sarà dato da:

$$i = 2840/n = 89 \quad (4.14)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

La coppia in uscita  $C_{out}$  sarà quindi data da:

$$C_{out} = i \cdot \eta \cdot C_n = 363 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (4.15)$$

Si ha quindi che il margine di coppia è  $C_{out} - C_{in} = 63 \text{ N} \cdot \text{m}$ , dove

$C_{in}$  è la coppia che il motore deve fornire, calcolata in 4.9.

- **Motori trifase a singola polarità 4 poli**

KW	HP	Model		rpm	$\eta\%$	$\cos\phi$	$I_n$ (A) 400/50Hz	$\frac{I_s}{I_n}$	$C_n$	$\frac{C_s}{C_n}$	$\frac{C_{max}}{C_n}$	J (Kgm <sup>2</sup> )	W (Kg)	Cf AT (Nm)	Cf ATC/ATK (Nm)
0,06	0,09	6SM	56A4	1320	48,5	0,59	0,3	6	0,43	2,3	2,4	0,0002	3		
0,09	0,12	6SM	56B4	1320	50	0,61	0,43	6	0,65	2,3	2,4	0,0002	3,3		
0,12	0,16	6SH	56B4	1320	52	0,63	0,53	6	0,87	2,2	2,4	0,0002	3,5		
0,12	0,16	6SM	63A-4	1350	57	0,64	0,47	6	0,85	2,2	2,4	0,0003	3,9	3,5	5
0,18	0,25	6SM	63B-4	1350	59	0,65	0,68	6	1,27	2,2	2,4	0,0003	4,3	3,5	5
0,25	0,34	6SH	63B-4	1350	60	0,66	0,91	6	1,77	2,2	2,4	0,0004	4,8	3,5	5
0,25	0,34	6SM	71A-4	1350	60	0,72	0,84	6	1,77	2,2	2,4	0,0005	5,4	5,5	12
0,37	0,5	6SM	71B-4	1370	65	0,74	1,11	6	2,58	2,2	2,4	0,0008	6,2	5,5	12
0,55	0,75	6SH	71B-4	1380	66	0,75	1,6	6	3,81	2,2	2,4	0,0009	7,3	5,5	12
0,55	0,75	6SM	80A-4	1370	67	0,75	1,58	6	3,84	2,2	2,4	0,0013	9	11	16
0,75	1	6SM	80B-4	1380	72	0,78	1,93	6	5,19	2,2	2,4	0,0015	10	11	16
1,1	1,5	6SH	80B-4	1390	76,2	0,78	2,67	6	7,56	2,2	2,4	0,0018	12,3	11	16
1,1	1,5	6SM	90S-4	1400	76,2	0,79	2,64	6	7,51	2,2	2,4	0,0022	12,1	12	20
1,5	2	6SM	90L-4	1400	78,5	0,8	3,45	6	10,24	2,2	2,4	0,0028	14,6	12	20
2,2	3	6SH	90L-4	1400	81	0,8	4,9	7	15,02	2,2	2,4	0,0037	18,3	12	20
2,2	3	6SM	100LA-4	1420	81	0,81	4,84	7	14,8	2,2	2,3	0,0058	21	21	40
3	4	6SM	100LB-4	1420	82,6	0,81	6,47	7	20,19	2,2	2,3	0,0073	24,7	21	40

Figura 4.9: Tabella motori trifase 4 poli

Dalla tabella si sceglie il motore in grado di sviluppare una potenza

$P = 1.5kW$ . Il rapporto di trasmissione  $i$  sarà dato da:

$$i = 1400/n = 45 \quad (4.16)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

La coppia in uscita  $C_{out}$  sarà quindi data da:

$$C_{out} = i \cdot \eta \cdot C_n = 368 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (4.17)$$

Si ha quindi che il margine di coppia è  $C_{out} - C_{in} = 68 \text{ N} \cdot \text{m}$ , dove

$C_{in}$  è la coppia che il motore deve fornire, calcolata in 4.9.

- **Motori trifase a singola polarità 6 poli**

KW	HP	Model		rpm	$\eta\%$	$\cos\phi$	$I_n$ (A) 400V/50Hz	$\frac{I_s}{I_n}$	$C_n$	$\frac{C_s}{C_n}$	$\frac{C_{max}}{C_n}$	J (Kgm <sup>2</sup> )	W (Kg)	CFAT (Nm)	Cf ATC/ATK (Nm)
0,09	0,16	6SM	63A-6	840	42	0,61	0,51	3,5	1,02	2	2	0,0003	4,2	3,5	5
0,12	0,16	6SM	63B-6	850	45	0,62	0,62	3,5	1,35	2	2	0,0005	4,8	3,5	5
0,18	0,25	6SM	71A-6	880	56	0,66	0,7	4	1,95	1,6	1,7	0,0008	6	5,5	12
0,25	0,34	6SM	71B-6	900	59	0,7	0,87	4	2,65	2,1	2,2	0,0010	6,5	5,5	12
0,37	0,5	6SH	71B-6	890	61	0,69	1,27	4	3,97	2	2,1	0,0011	7,2	5,5	12
0,37	0,5	6SM	80A-6	900	62	0,7	1,23	4	3,93	1,9	1,9	0,0015	8,2	11	16
0,55	0,75	6SM	80B-6	900	67	0,72	1,65	4	5,84	2	2,3	0,0023	9,9	11	16
0,75	1	6SH	80B-6	900	68	0,72	2,21	4	7,96	2	2,3	0,0029	11,3	11	16
0,75	1	6SM	90S-6	920	69	0,72	2,18	5,5	7,79	2,2	2,2	0,0038	11,7	12	20
1,1	1,5	6SM	90L-6	925	72	0,73	3,02	5,5	11,36	2,2	2,2	0,0047	15,1	12	20
1,5	2	6SM	100L-6	945	74	0,76	3,85	6	15,17	2,2	2,2	0,0073	19,1	21	40
2,2	3	6SM	112M-6	955	78	0,76	5,36	6	22,01	2,2	2,2	0,0130	25,4	22	60
3	4	6SM	132S-6	960	79	0,76	7,21	6,5	29,86	2	2	0,0284	36,1	23	90

Figura 4.10: Tabella motori trifase 6 poli

Dalla tabella si sceglie il motore in grado di sviluppare una potenza

$P = 1.5kW$ . Il rapporto di trasmissione  $i$  sarà dato da:

$$i = 945/n = 30 \quad (4.18)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

La coppia in uscita  $C_{out}$  sarà quindi data da:

$$C_{out} = i \cdot \eta \cdot C_n = 364 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (4.19)$$

Si ha quindi che il margine di coppia è  $C_{out} - C_{in} = 64 \text{ N} \cdot \text{m}$ , dove

$C_{in}$  è la coppia che il motore deve fornire, calcolata in 4.9.

- **Motori trifase a singola polarità 8 poli**

KW	HP	Model		rpm	$\eta\%$	$\cos\phi$	In (A) 400V/50Hz	$\frac{I_s}{I_n}$	Cn	$\frac{C_s}{C_n}$	$\frac{C_{max}}{C_n}$	J (Kgm <sup>2</sup> )	W (Kg)	CfAT (Nm)	Cf ATC/ATK (Nm)
0,09	0,12	6SM	71A-8	680	48	0,56	0,48	3	1,26	1,5	1,7	0,0008	6	5,5	12
0,12	0,16	6SM	71B-8	690	51	0,59	0,58	2,7	1,66	1,6	1,7	0,0010	6,8	5,5	12
0,18	0,25	6SM	80A-8	680	51	0,61	0,84	2,8	2,53	1,5	1,7	0,0021	9,9	11	16
0,25	0,34	6SM	80B-8	680	56	0,61	1,06	2,7	3,51	1,6	2	0,0025	10,9	11	16
0,37	0,5	6SM	90S-8	680	63	0,63	1,35	2,8	5,2	1,6	1,8	0,0038	14,8	12	20
0,55	0,75	6SM	90L-8	680	66	0,65	1,85	3	7,73	1,6	1,8	0,0047	17,2	12	20
0,75	1	6SM	100LA-8	710	66	0,67	2,45	3,5	10,09	1,7	2,1	0,0061	17,5	21	40
1,1	1,5	6SM	100LB-8	710	72	0,69	3,2	3,5	14,8	1,7	2,1	0,0075	19,7	21	40
1,5	2	6SM	112M-8	710	74	0,68	4,3	4,2	20,19	1,8	2,1	0,0129	25,6	22	60
2,2	3	6SM	132S-8	720	75	0,71	5,96	5,5	29,2	2	2	0,0298	35,5	23	90
3	4	6SM	132M-8	720	77	0,73	7,7	5,5	39,81	2	2	0,0387	45	23	90

Figura 4.11: Tabella motori trifase 8 poli

Dalla tabella si sceglie il motore in grado di sviluppare una potenza

$P = 1.5kW$ . Il rapporto di trasmissione  $i$  sarà dato da:

$$i = 710/n = 22 \quad (4.20)$$

La coppia in uscita  $C_{out}$  sarà quindi data da:

$$C_{out} = i \cdot \eta \cdot C_n = 355 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (4.21)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

Si ha quindi che il margine di coppia è  $C_{\text{out}} - C_{\text{in}} = 55 \text{ N} \cdot \text{m}$ , dove  $C_{\text{in}}$  è la coppia che il motore deve fornire, calcolata in 4.9.

Si ha un margine di coppia importante con qualsiasi tipo di motore. La scelta sarà quindi dettata da considerazioni economiche e di ingombro.

Per il dimensionamento dei componenti successivi si è scelto un motore trifase a singola polarità a 6 poli.

#### 4.4.3 Trasmissione

Come trasmissione è stato scelto un accoppiamento tra vite senza fine e ruota dentata. Questa scelta è stata dettata dalla necessità di ottenere rapporti di trasmissione elevati, considerata la bassa velocità di rotazione richiesta per il funzionamento corretto del rullo di taglio. La vite senza fine è particolarmente adatta in questo contesto poiché consente di ridurre significativamente la velocità di rotazione del motore, trasferendo la potenza alla ruota dentata con un controllo preciso e una riduzione ottimale della velocità.

Un altro vantaggio di questo tipo di accoppiamento è la capacità di mantenere un'operazione silenziosa e fluida, con un'efficienza che rimane

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

alta nonostante la riduzione della velocità.

Si consideri che la ruota sia in cuprolega che ha carico di rottura  $R = 550 \frac{N}{mm^2}$ , mentre la vite sia in acciaio C30 con  $R = 650 \frac{N}{mm^2}$

Si ipotizzi come rendimento di trasmissione  $\eta = 0.8$  e che la vite sia ad un principio ( $f = 1$ ). Si ha quindi che il numero di denti  $z$  della ruota è dato da:

$$z = i \cdot f = 30 \quad \text{denti} \quad (4.22)$$

Per la ruota si ipotizza una velocità periferica  $v = 2m/s$

Il grado di sicurezza è  $n_s = 5$  trattandosi di una sollecitazione dinamica, si ha quindi che:

$$\sigma = R/5 = 110N/mm^2 \quad (4.23)$$

L'effettivo carico di sicurezza per la ruota si ha come:

$$\sigma_1 = \frac{3 \cdot \sigma}{3 + \nu} = 66N/mm^2 \quad (4.24)$$

Sulla ruota si ha una potenza trasmessa  $P_r = \eta \cdot P = 1.2kW$ .

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

Il momento torcente su di essa vale:

$$M_{Tr} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot P_2}{2 \cdot \pi \cdot n_r} = 360N \cdot m \quad (4.25)$$

dalla 4.25 si ottiene il modulo trasversale (si ipotizza  $\beta = 6$ ):

$$m_t = \sqrt[3]{\frac{M_{Tr}}{\sigma_1 \cdot z \cdot \cos^2(\beta)}} = 5.68 \approx 6 \quad (4.26)$$

Segue il modulo normale dalla relazione:

$$m_n = m_t \cdot \cos(\beta) = 5.96 \quad (4.27)$$

Si hanno quindi tutti gli elementi per calcolare il passo della ruota, che sarà lo stesso di quello della vite:

$$p_t = \pi \cdot m_t = 19mm \quad (4.28)$$

La vite ha quindi come diametro primitivo  $d_v = \frac{m_t}{\tan(\beta)} = 57mm$ , mentre

la sua lunghezza è  $l = 4 \cdot p_t = 76mm$

Il diametro primitivo della ruota è invece:  $d_r = m_t \cdot z = 180mm$

Si verifica ora se la velocità periferica della ruota dimensionata sia

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

minore di quella ipotizzata:

$$v = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot n_r}{60} = 0.3m/s \ll 2m/s$$

perciò il valore del modulo può essere considerato accettabile.

Una volta dimensionata la trasmissione, è fondamentale procedere con un'analisi accurata per verificare la resistenza a flessione della vite. Sebbene la vite sia soggetta a carichi assiali, sollecitazioni a taglio e torsione, la rottura tende a verificarsi principalmente a causa dei momenti flettenti che si esercitano su di essa. Pertanto, lo studio della flessione risulta cruciale per garantire l'integrità strutturale e il corretto funzionamento della trasmissione.

Il momento torcente sulla vite è:

$$M_{Tv} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 15N \cdot m \quad (4.29)$$

Dall'equazione 4.29 si possono ricavare la forza assiale, tangenziale e radiale che agiscono sulla vite (si osservi la figura 4.12).

$$F_a = \frac{M_{Tv}}{d_v/2} = 513N \quad (4.30)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

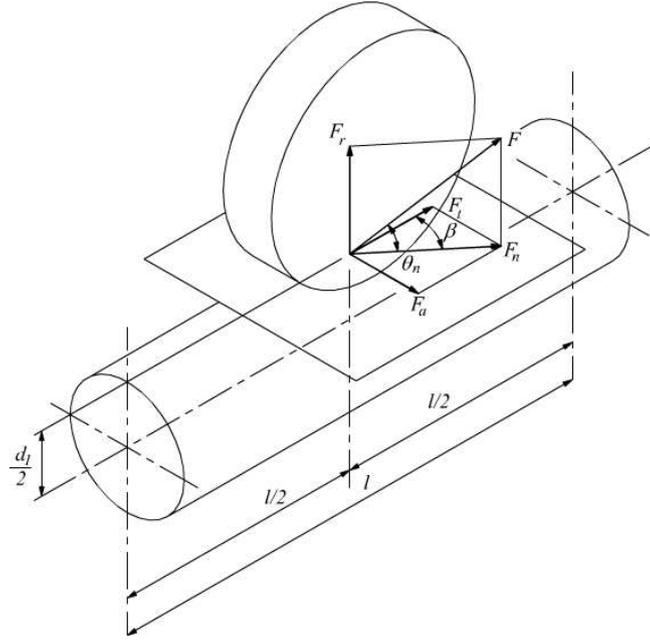


Figura 4.12: Forze ruota elicoidale su vite

$$F_t = \frac{F_a}{\tan(\beta)} = 5065 \text{ N} \quad (4.31)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\theta_t) = 1848 \text{ N}, \quad \text{dove} \quad \theta_t = \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(\beta)} \quad (4.32)$$

La vite ha un carico di sicurezza statico  $\sigma = R/3$  ed essendo sollecitata in modo dinamico si divide ulteriormente per tre, ottenendo come  $\sigma$  ammissibile  $\sigma_{\text{adm}} = R/9 = 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Si ha che:

$$\sigma = \frac{M_t}{W_f} \quad \text{dove,} \quad (4.33)$$

$W_f$  è il modulo di resistenza ed è pari a  $W_f = \frac{d_{\text{il}}^3}{10}$ , in cui  $d_{\text{il}} = d_v - 2.5 \cdot m_n$  è il diametro rispetto alla base dei filetti della vite

$M_t$  è il momento torcente ed è uguale a  $M_t = F_t \cdot \frac{d_v}{2}$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

Sostituendo alla 4.33 si ottiene:

$$\sigma = 19 < \sigma_{\text{adm}} = 72$$

si ha quindi che la vite è verificata a flessione.

#### 4.4.4 Albero

In questa sezione, verranno analizzati i criteri utilizzati per determinare il diametro ottimale dell'albero e le tolleranze necessarie per garantire la resistenza richiesta durante il funzionamento. L'obiettivo è assicurare che l'albero possa operare in sicurezza sotto le condizioni di carico previste, minimizzando al contempo l'usura e garantendo un funzionamento stabile e duraturo del sistema di taglio.

Si procede col determinare i carichi sull'albero; si schematizza come una trave che poggia sui cuscinetti, con l'ipotesi che il primo lavori da cerniera e il secondo da carrello; al centro tra di essi agisce la forza di resistenza del taglio della carta  $F_T$  precedentemente calcolata.

Nel punto  $A$  della figura 4.13 agiscono i carichi della ruota elicoidale della trasmissione:

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

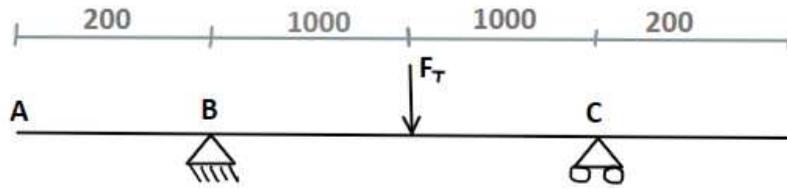


Figura 4.13: Schema albero

$$F_t = \frac{60 \cdot P}{\pi \cdot n \cdot d_r} = 4000N \quad (4.34)$$

dove,

$d_r$  è il diametro primitivo della ruota precedentemente calcolato

$P$  è la potenza sviluppata dal motore

$n$  è la velocità di rotazione dell'albero

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(\beta)} = 1464N \quad (4.35)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 420N \quad (4.36)$$

Si definiscono ora due piani: uno orizzontale l'altro verticale nei quali si andranno a studiare le reazioni vincolari.

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

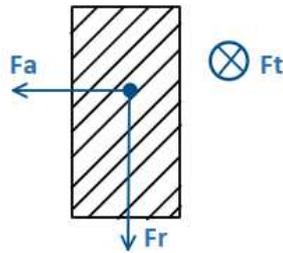


Figura 4.14: Carichi ruota su albero

- Piano verticale

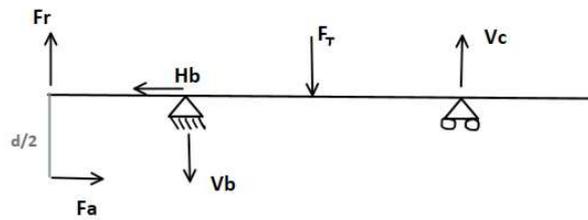


Figura 4.15: Piano verticale forze su albero

$$\Sigma F_x \rightarrow F_a = H_b = 420N \quad (4.37)$$

$$\Sigma F_y \uparrow + V_b = V_c + F_r - F_T = 1472N \quad (4.38)$$

$$\Sigma M_b \quad V_c = \frac{-F_a \cdot d_r/2 + F_r \cdot 200 + F_T \cdot 1000}{2000} = 248N \quad (4.39)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

- Piano orizzontale

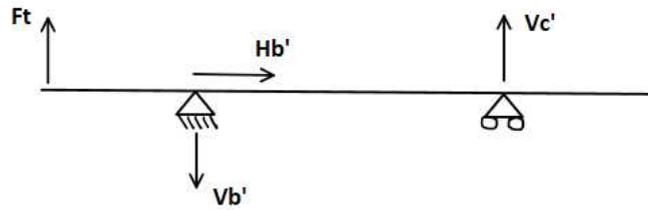


Figura 4.16: Piano orizzontale forze su albero

$$\Sigma F_x \rightarrow \quad H_b' = 0 \quad (4.40)$$

$$\Sigma F_y \uparrow + \quad V_b' = F_t + V_c' = 4400N \quad (4.41)$$

$$\Sigma M_b \quad V_c' = \frac{F_t \cdot 200}{2000} = 400N \quad (4.42)$$

Una volta trovati i valori di tutte le reazioni vincolari è possibile calcolare i diagrammi delle reazioni interne in modo da trovare la zona più sollecitata dell'albero, necessaria per dimensionare il diametro. Si osservi la figura 4.17:

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

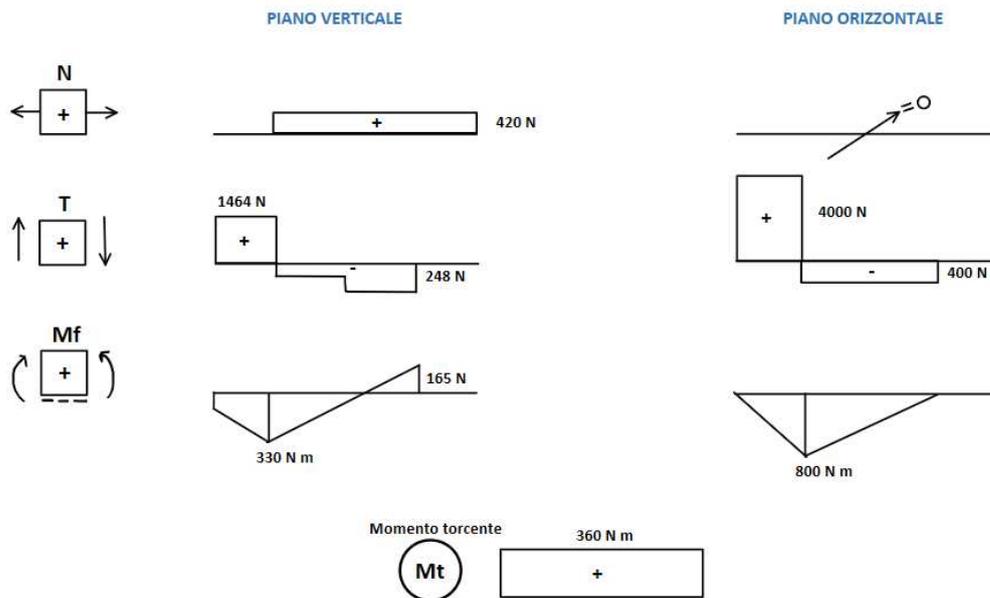


Figura 4.17: Diagrammi delle reazioni interne per il piano orizzontale e verticale

Dai diagrammi si deduce che la zona maggiormente sollecitata è il punto  $B$ , dove risiede il primo cuscinetto, si ha infatti che il momento flettente in questo punto è pari a  $M_f = \sqrt{M_{fB}^2 + M_{fB}^2} = 865 N \cdot m$

Si procede con il calcolo del diametro ottimale, tenendo conto delle forze di torsione, di flessione e di taglio a cui l'albero sarà sottoposto durante il funzionamento. Questo dimensionamento preliminare garantisce che l'albero abbia la capacità di sostenere i carichi senza subire

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

deformazioni eccessive.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_f &= \frac{M_f}{W_f} = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \\ \tau &= \frac{M_t}{W_t} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \end{aligned} \right\} \text{ da cui si ha } \sigma_{\text{eq}} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4} \cdot M_t^2} \quad (4.43)$$

Si esegue un primo dimensionamento rispetto ad un coefficiente di sicurezza  $X_s = 10$  per Von Mises, si ha quindi una tensione ammissibile

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_s}{X_s} = 60.$$

Questo valore va sostituito alla  $\sigma_{\text{eq}}$  della 4.43; rimane così come unica incognita il diametro  $d$  dell'albero:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm}}} \cdot \sqrt{M_f^2 + 0.75 M_t^2}} \approx 55 \text{ mm} \quad (4.44)$$

Una volta determinato il diametro, si effettua una verifica a fatica utilizzando il criterio di Goodman. Questo metodo permette di valutare la resistenza dell'albero a sollecitazioni cicliche, prendendo in considerazione sia lo stress medio  $\sigma_m$  che le variazioni di carico nel tempo  $\sigma_a$ . La verifica a fatica è essenziale per assicurarsi che l'albero possa operare in modo sicuro e affidabile nel lungo periodo, evitando cedimenti dovuti all'accumulo di microfessure o danni strutturali sotto l'effetto delle sollecitazioni ripetute.

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

- Le sollecitazioni medie  $\sigma_m$  sono date da:

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_N^2 + 3\tau^2} = 19MPa \quad \text{essendo} \quad \begin{aligned} \sigma_N &= \frac{N}{A} = 0.18MPa \\ \tau &= \frac{M_t}{W_t} = 11MPa \end{aligned} \quad (4.45)$$

- Le sollecitazioni alterne  $\sigma_a$  sono invece date da:

$$\sigma_a = \frac{M_f}{W_f} = 53MPa \quad \text{essendo} \quad W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 16334mm^3 \quad (4.46)$$

Il coefficiente di sicurezza a fatica per Goodman  $X_G$  si trova dalla seguente relazione:

$$X_G = \left( \frac{k_e \cdot \sigma_a}{\sigma_{LF}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)^{-1} \quad (4.47)$$

dove,

$k_e$  è il fattore d'intaglio effettivo,  $\sigma_{LF}$  rappresenta la tensione limite di fatica, mentre  $\sigma_R$  è la tensione di rottura ( $\approx 700MPa$ ).

Si calcolano ora i singoli termini dell'equazione:

- $k_e$  *fattore d'intaglio effettivo*

$$k_e = 1 + q \cdot (k_t - 1) \quad (4.48)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

in cui,  $q$  è la sensibilità all'intaglio ed è  $q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{r}}}$ , valore che a sua volta dipende da  $\rho = 5.08 \cdot \left(1 - \frac{\sigma_S}{\sigma_R}\right)^3 \cdot \left(1 - \frac{1.27}{d}\right)$  che è un parametro caratteristico del materiale.

$k_t$  è invece il fattore di intaglio e si ricava dalla figura 4.18.

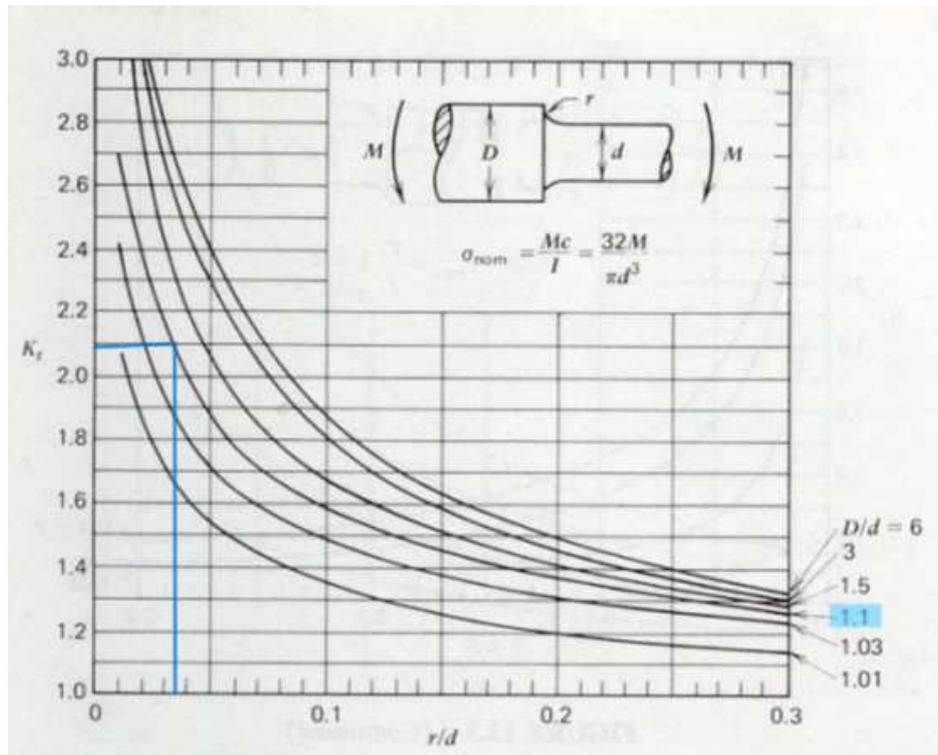


Figura 4.18: Tabella fattore d'intaglio  $k_t$

Si hanno quindi ora tutti i parametri per calcolare il fattore d'intaglio effettivo, si sostituiscono nell'equazione 4.48 e si ottiene

$$k_e = 2.08$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

- *Tensione limite di fatica  $\sigma_{LF}$*

$$\sigma_{LF} = b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{LF} \quad (4.49)$$

dove  $b_1$  e  $b_2$  sono dei parametri correttivi dovuti rispettivamente alle dimensioni e alla finitura del pezzo:

$$b_1 = 1.51 \cdot d^{-0.157} = 0.8 \quad b_2 = \text{Rettifica fine} = 0.94 \quad (4.50)$$

Sostituendo tutti i valori ottenuti all'equazione di Goodman 4.47 si ottiene il coefficiente di sicurezza a fatica  $X_G = 2$ , valore che può essere ritenuto ottimale quando sia maggiore di 1.5.

Il diametro calcolato, pari a 55 mm, risulta essere inferiore rispetto al diametro di 100 mm ipotizzato inizialmente per stimare il peso del rullo (equazione 4.6) e dimensionare il motore. Di conseguenza, il peso effettivo del rullo sarà ridotto, così come la potenza richiesta per il funzionamento. Nonostante la riduzione del diametro, questo dimensionamento è comunque adeguato per garantire le prestazioni desiderate.

### 4.4.5 Cuscinetti

I cuscinetti hanno il compito di supportare l'albero di rotazione e consentire un movimento fluido, riducendo al minimo l'attrito e le sollecitazioni dovute ai carichi radiali e assiali.

Sono stati scelti cuscinetti radiali rigidi a una corona di sfere; questo tipo di cuscinetto è particolarmente adatto per sostenere carichi moderati e per garantire una rotazione precisa e stabile dell'albero, minimizzando al contempo l'usura e le perdite di energia.

Di seguito, verranno analizzati i criteri utilizzati per selezionare i cuscinetti più appropriati per il sistema di taglio, tenendo conto dei carichi applicati e delle condizioni operative.

Si faccia riferimento alla figura 4.13 per il posizionamento dei cuscinetti.

I cuscinetti volventi rotanti sono organi meccanici sollecitati a fatica. pertanto il loro progetto deve essere fatto sulla base del numero di cicli (rotazioni) che devono sopportare. In particolare i costruttori di cuscinetti suggeriscono di usare una legge nella seguente forma:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (4.51)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

in cui:

$L_{10}$  = durata in milioni di cicli

$C$  = coefficiente di carico dinamico in Newton (da catalogo)

$P$  = carico equivalente

$p$  = (esponente) vale 3 per i cuscinetti a sfere e  $10/3$  per quelli a rulli

Dimensioni d'ingombro			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativo
d	D	B	C	$C_0$		Lubrificazione grasso	olio		
mm			N		N	giri/1'		kg	-
<b>35</b>	47	7	4 750	3 200	166	13 000	16 000	0,030	<b>61807</b>
	55	10	9 560	6 200	290	11 000	14 000	0,080	<b>61907</b>
	62	9	12 400	8 150	375	10 000	13 000	0,11	<b>16007</b>
	62	14	15 900	10 200	440	10 000	13 000	0,16	<b>6007</b>
	72	17	25 500	15 300	655	9 000	11 000	0,29	<b>6207</b>
	80	21	33 200	19 000	815	8 500	10 000	0,46	<b>6307</b>
100	25	55 300	31 000	1 290	7 000	8 500	0,95	<b>6407</b>	
<b>40</b>	52	7	4 940	3 450	186	11 000	14 000	0,034	<b>61808</b>
	62	12	13 800	9 300	425	10 000	13 000	0,12	<b>61908</b>
	68	9	13 300	9 150	440	9 500	12 000	0,13	<b>16008</b>
	68	15	16 800	11 600	490	9 500	12 000	0,19	<b>6008</b>
	80	18	30 700	19 000	800	8 500	10 000	0,37	<b>6208</b>
	90	23	41 000	24 000	1 020	7 500	9 000	0,63	<b>6308</b>
	110	27	63 700	36 500	1 530	6 700	8 000	1,25	<b>6408</b>
<b>45</b>	58	7	6 050	4 300	228	9 500	12 000	0,040	<b>61809</b>
	68	12	14 000	9 800	465	9 000	11 000	0,14	<b>61909</b>
	75	10	15 500	10 800	520	9 000	11 000	0,17	<b>16009</b>
	75	16	20 800	14 600	640	9 000	11 000	0,25	<b>6009</b>
	85	19	33 200	21 600	915	7 500	9 000	0,41	<b>6209</b>
	100	25	52 700	31 500	1 340	6 700	8 000	0,83	<b>6309</b>
120	29	76 100	45 000	1 900	6 000	7 000	1,55	<b>6409</b>	
<b>50</b>	65	7	6 240	4 750	250	9 000	11 000	0,052	<b>61810</b>
	72	12	14 600	10 400	500	8 500	10 000	0,14	<b>61910</b>
	80	10	16 300	11 400	560	8 500	10 000	0,18	<b>16010</b>
	80	16	21 600	16 000	710	8 500	10 000	0,26	<b>6010</b>
	90	20	35 100	23 200	980	7 000	8 500	0,46	<b>6210</b>
	110	27	61 800	38 000	1 600	6 300	7 500	1,05	<b>6310</b>
	130	31	87 100	52 000	2 200	5 300	6 300	1,90	<b>6410</b>
<b>55</b>	72	9	8 320	6 200	325	8 500	10 000	0,083	<b>61811</b>
	80	13	15 900	11 400	560	8 000	9 500	0,19	<b>61911</b>
	90	11	19 500	14 000	695	7 500	9 000	0,26	<b>16011</b>
	90	18	28 100	21 200	900	7 500	9 000	0,39	<b>6011</b>
	100	21	43 600	29 000	1 250	6 300	7 500	0,61	<b>6211</b>
	120	29	71 500	45 000	1 900	5 600	6 700	1,35	<b>6311</b>
	140	33	99 500	62 000	2 600	5 000	6 000	2,30	<b>6411</b>

Figura 4.19: Catalogo scelta cuscinetti

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

- **Cuscinetto B**

Dalle equazioni di equilibrio sull'albero si possono ricavare la forza radiale e assiale che agiscono sul cuscinetto:

$$F_r = \sqrt{V_b^2 + V_b'^2} = 4680N \quad \text{segue,} \quad P = F_r = 4680N \quad (4.52)$$
$$F_a = H_b = 420N$$

Si sceglie dal catalogo 4.19 un cuscinetto avente diametro interno  $d$  pari a quello dell'albero e con coefficienti adeguati;

si prende il cuscinetto con appellativo "61911".

Andando a sostituire tutti i dati nell'equazione 4.51, si ottiene che la durata in milioni di cicli del cuscinetto B è:  $L_{10B} \approx 40$  milioni di cicli.

Il cuscinetto è verificato anche staticamente essendo  $P_0 = F_r < C_0$ .

- **Cuscinetto C** Lo stesso studio fatto per il primo cuscinetto si esegue nel cuscinetto C.

A differenza dell'altro sono presenti soltanto forze radiali, per cui:

$$P = F_r = \sqrt{V_c^2 + V_c'^2} = 470N \quad (4.53)$$

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

Si sceglie dal catalogo 4.18, nonostante le forze in gioco siano molto minori, lo stesso cuscinetto selezionato precedentemente.

Andando a sostituire tutti i dati nell'equazione 4.51, si ottiene che la durata in milioni di cicli del cuscinetto C è:  $L_{10C} \approx 38000$  milioni di cicli.

Anche questo cuscinetto è verificato staticamente essendo  $P_0 = F_r < C_0$ .

#### 4.4.6 Telaio

Il telaio non solo supporta i componenti meccanici e i carichi statici e dinamici, ma deve anche resistere alle sollecitazioni durante il funzionamento, mantenendo l'integrità strutturale nel tempo.

Per dimensionare il telaio si è previsto il dimensionamento delle colonne della struttura e il fissaggio a terra dell'intero sistema.

- **Dimensionamento colonne struttura**

Le colonne devono essere dimensionate per sopportare i carichi verticali e le forze laterali, garantendo la rigidità necessaria per minimizzare le vibrazioni e i movimenti indesiderati durante il funzionamento.

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

Si utilizza un tubolare 100x100x3 mm di materiale S235, tipico acciaio da costruzione.

Essendo le colonne poste solamente a carichi di compressione, si deve valutare l'instabilità elastica per carico di punta. La forza critica  $F_{cr}$ , rappresenta il carico massimo che una colonna può sostenere prima di cedere per instabilità elastica, cioè prima di incurvarsi o piegarsi lateralmente in modo significativo ed è data dalla seguente equazione:

$$F_{cr} = C \cdot \frac{E \cdot J}{L^2} \quad (4.54)$$

in cui:

$C = \frac{1}{4}$  è una costante e dipende dalla condizione di carico

$E = 200GPa$  è il modulo di elasticità del materiale

$J = \frac{H^4 - h^4}{12}$  (per sezione quadrata) è il momento d'inerzia

$L$  è la lunghezza della trave (Si supponga che  $L = 2m$ . Anche se la struttura potrebbe poggiare su basi rialzate, riducendo la lunghezza effettiva, si procede comunque al dimensionamento considerando il caso peggiore possibile).

Sostituendo tutti i valori nell'equazione 4.54 si ottiene  $F_{cr} = 117000N$ ,

#### 4.4 Dimensionamento dei componenti

valore ampiamente al di sopra delle forze in gioco nel sistema. Si potrebbero scegliere quindi anche tubolari più piccoli.

- **Fissaggio a terra**

Un fissaggio adeguato è essenziale per impedire spostamenti o oscillazioni della macchina durante il funzionamento, assicurando che la struttura rimanga saldamente ancorata al pavimento e che le forze trasmesse al terreno vengano distribuite in modo uniforme e sicuro.

Si prevede l'uso di ancoranti in acciaio per il fissaggio a terra, i cui valori prestazionali sono tutti tabellati. Per questo progetto, è stato scelto il catalogo di ancoranti fornito da Würth.[7]

Profondità di ancoraggio standard $h_{ef}$									
Misura dell'ancorante				M6	M8	M10	M12	M16	M20
Resistenza a trazione (kN)	W-FA/S	caratteristica	$N_{Rk}$	8,7*	12,0	16,0	26,4	37,4	50,4
		di progetto	$N_{Rd}$	5,8*	8,0	10,7	17,6	24,9	33,6
	W-FA/F	caratteristica	$N_{Rk}$	4,1*	5,7	7,6	12,6	17,8	24,0
		di progetto	$N_{Rd}$	3,6	5,0	6,7	10,7	14,3	19,0
	W-FA/A4	caratteristica	$N_{Rk}$	8,0	12,0	16,0	25,0	30,0	40,0
		di progetto	$N_{Rd}$	5,0	8,0	10,7	16,7	20,0	26,7
		ammissibile	$N_{Ramm}$	3,6	5,7	7,6	11,9	14,3	19,0

Misura dell'ancorante				M6	M8	M10	M12	M16	M20
Diametro nominale punta del trapano	mm	$d_0$		6	8	10	12	16	20
Diametro foro passante nell'elemento da fissare	mm	$d_f$		7	9	12	14	18	22
Coppia di serraggio per W-FA/S	Nm	$T_{inst}$		8	15	30	50	100	200
Coppia di serraggio per W-FA/F	Nm	$T_{inst}$		-	15	30	40	90	120

Profondità di ancoraggio standard			
Profondità del foro	mm	$h_1$	55 65 70 90 110 130
Profondità di posa	mm	$h_{nom}$	49 56 62 82 102 121
Profondità effettiva di ancoraggio	mm	$h_{ef}$	40 44 48 65 82 100
Spessore minimo del supporto	mm	$h_{min}$	100 100 100 130 170 200

Misura dell'ancorante			M6	M8	M10	M12	M16	M20
Dado esagonale	mm	$s_w$	10	13	17	19	24	30
Area della sezione filettata	mm <sup>2</sup>	$A_s$	20,1	36,6	58,0	84,3	157	245

Figura 4.20: Tabelle ancoranti per fissaggio a terra

#### *4.5 Possibili miglioramenti del sistema*

Per la scelta del tipo di ancorante si osservi la figura 4.20. Per questo sistema essendo le forze in gioco non elevate, si utilizzano quattro ancoranti M12, le cui resistenze a trazione sono di gran lunga superiori a quelle sviluppate dalla struttura.

Confrontando ancora le tabelle, si sceglie lo spessore della piastra di fissaggio pari a  $s = 20mm$  e la lunghezza dell'ancorante  $l_a = 105mm$ .

Accortezza importante è quella di posizionare i fori almeno a 65mm dalle estremità della piastra in modo da non ridurre la resistenza a trazione dell'ancorante stesso. Il dimensionamento e il posizionamento corretti degli elementi di fissaggio assicurano un ancoraggio efficace, riducendo al minimo il rischio di cedimenti e garantendo la durabilità del sistema.

## **4.5 Possibili miglioramenti del sistema**

Una volta completato il processo di progettazione e realizzazione di una macchina, è naturale che emergano nuove considerazioni basate sull'esperienza pratica e sull'uso reale del sistema. Sebbene il progetto attuale soddisfi gli obiettivi iniziali in termini di funzionalità, sicurezza ed effi-

#### *4.5 Possibili miglioramenti del sistema*

cienza, è sempre possibile identificare potenziali aree di miglioramento dopo l'implementazione.

Nel corso dell'analisi del sistema, è emerso un possibile miglioramento relativo all'introduzione di un rullo di supporto al movimento. Questo rullo potrebbe essere posizionato sotto il foglio, con l'obiettivo di mantenere il materiale in posizione stabile quando entra in contatto con il tagliente. Senza questo supporto aggiuntivo, potrebbe verificarsi una leggera deflessione della carta, che potrebbe compromettere la precisione del taglio o addirittura la non esecuzione del taglio.

Come illustrato nelle figure 4.21 e 4.22, il sistema di supporto è progettato per essere molto semplice. Il rullo, viene messo in movimento passivamente dalla spinta generata dal movimento della carta. Questo significa che il sistema non necessita di un motore o di un sistema di azionamento indipendente, ma si muove in sincronia con il foglio grazie alla forza trasmessa dal materiale stesso.

Il rullo può essere realizzato in materiali come plastica o gomma, data la sua funzione puramente di sostegno. La scelta di questi materiali leggeri e resistenti riduce il rischio di danneggiare il foglio e al contempo abbassa anche i vari costi.

Per garantire la versatilità del sistema, le colonne che supportano il

#### 4.5 Possibili miglioramenti del sistema

ruolo possono essere progettate con diverse altezze regolabili. Questa caratteristica consente di adattare l'altezza del rullo in base allo spessore specifico del foglio in lavorazione. In questo modo, si assicura che il rullo mantenga il foglio perfettamente allineato e sostenuto, indipendentemente dalle variazioni di spessore dei materiali utilizzati. Questa regolazione garantisce la compatibilità del sistema con una vasta gamma di materiali, migliorando l'efficienza operativa e riducendo la necessità di modifiche strutturali in caso di cambiamenti nei parametri di produzione.



Figura 4.21: Rullo di supporto

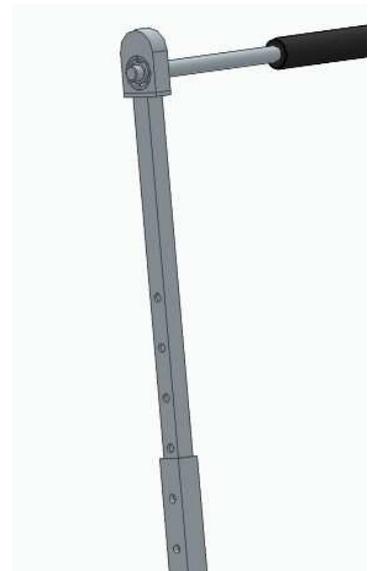


Figura 4.22: Particolare rullo di supporto

## 5 Modello 3D CAD della macchina

In questo capitolo verrà presentato il modello 3D CAD, realizzato attraverso il software Solid Edge, del sistema di taglio progettato. La modellazione tridimensionale è uno strumento fondamentale nel processo di progettazione, poiché consente di visualizzare in modo dettagliato l'intera macchina e i suoi componenti, valutando l'assemblaggio, le interazioni tra le parti e l'ottimizzazione dello spazio.

Di seguito verranno presentate le immagini dell'assieme generale della macchina.



Figura 5.1: Assieme sistema di taglio

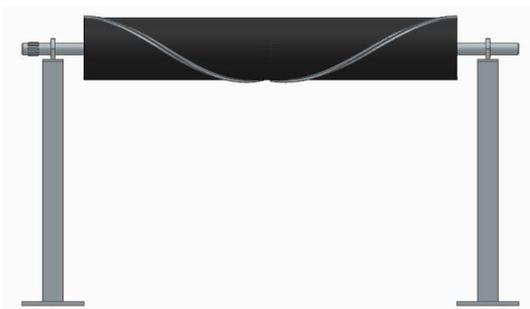


Figura 5.2: vista frontale assieme

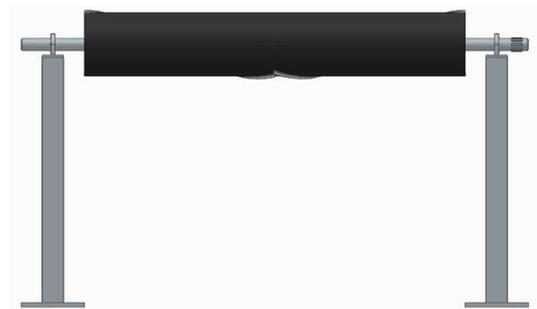


Figura 5.3: vista posteriore assieme



Figura 5.4: vista dall'alto assieme



Figura 5.5: vista dal basso assieme

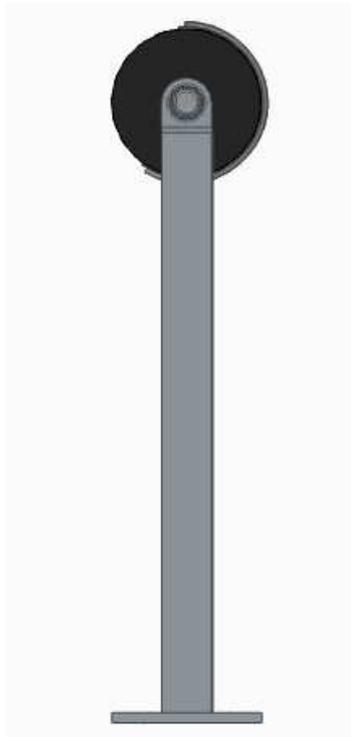


Figura 5.6: vista laterale assieme

## 6 Costificazione della macchina

La costificazione della macchina rappresenta l'ultimo step del processo di progettazione, un passaggio fondamentale che permette di valutare l'aspetto economico del progetto e garantire la sua fattibilità finanziaria. Dopo aver completato la realizzazione del modello 3D e dimensionato tutti i componenti, l'attenzione si sposta ora sui costi di produzione, assemblaggio e materiali; questo per assicurarsi che il progetto possa essere realizzato entro i limiti definiti.

L'analisi dei costi è stata eseguita utilizzando il software LeanCost, uno strumento che permette di fare una stima dettagliata e accurata dei costi di ciascun componente della macchina, considerando diversi fattori come i materiali utilizzati, i processi produttivi, e i tempi di lavorazione.

Di seguito una tabella contenente i prezzi medi stimati per i principali componenti della macchina. Questa fornisce una panoramica chiara e dettagliata delle spese previste, permettendo di valutare l'impatto

## 6.0

economico di ogni scelta progettuale e di identificare eventuali aree di miglioramento per ridurre le spese.

Codes	Qty	Material	Raw material	Cost (EUR)
<b>Sistema di taglio automatizzato</b>		Normal steel - S235(JR/J0/J2) - 1.0038/1.0114/1.0117 - Fe		1.992,83
Albero	1	Normal steel - S235(JR/J0/J2) - 1.0038/1.0114/1.0117 - Fe 360	Round bar 65 hot rolled	729,78
Rullo	1	Plastic - POM - 20% Fiber glass		500,00
Guida tagliente	1	Normal steel - S235(JR/J0/J2) - 1.0038/1.0114/1.0117 - Fe		298,65
Supporto cuscinetti	2	Normal steel - S235(JR/J0/J2) - 1.0038/1.0114/1.0117 - Fe	Sheet thk. 100 hot rolled	8,41
Colonna struttura	2	Normal steel - S235(JR/J0/J2) - 1.0038/1.0114/1.0117 - Fe	Square tubular iron 100x100x3mm lg.2000	50,37
Base di appoggio	2	Normal steel - S235(JR/J0/J2) - 1.0038/1.0114/1.0117 - Fe	Sheet thk. 20 hot rolled	31,02
Sistema di supporto	1	Normal steel - S235(JR/J0/J2) - 1.0038/1.0114/1.0117 - Fe		284,80

Figura 6.1: Tabella costi componenti

Osservando la tabella 6.1 si nota come il prezzo complessivo della struttura non è eccessivo e rientra negli standard dell'azienda. Nel seguente calcolo sono esclusi i costi del motore e dei vari organi della trasmissione, per cui il costo complessivo si aggirerà sui EUR 2500.

L'analisi dei costi effettuata garantisce quindi che la macchina possa essere prodotta in modo efficiente e sostenibile dal punto di vista economico.

## 7 Conclusioni

L'obiettivo principale di questo progetto, ovvero migliorare la sicurezza degli operatori, è stato pienamente raggiunto. La nuova macchina di taglio automatizzata elimina la necessità di eseguire il taglio manualmente, riducendo così in modo significativo i rischi associati al contatto diretto con le lame. Gli operatori ora si occuperanno esclusivamente dell'applicazione dell'adesivo, rimanendo a una distanza di sicurezza dalle parti taglienti. Questo rappresenta un importante passo avanti per l'azienda, poiché migliora le condizioni di lavoro e riduce la probabilità di incidenti.

Sebbene la macchina progettata risponda agli obiettivi prefissati, è essenziale mantenere un approccio flessibile e aperto a miglioramenti. Questo permetterà di ottimizzare ulteriormente le prestazioni della macchina nel tempo, risolvendo eventuali problemi e assicurando che il sistema continui a operare in modo efficiente e sicuro.

Infine, è importante riflettere sull'importanza di questo progetto per

l'azienda. La macchina progettata è specifica e unica, creata per rispondere a esigenze particolari che non potevano essere soddisfatte con soluzioni già esistenti sul mercato. Questo progetto dimostra l'importanza di soluzioni ad hoc per affrontare problemi specifici, confermando la necessità di innovazione e personalizzazione in ambito industriale.

# Bibliografia

- [1] International Organization for Standardization. Sicurezza delle macchine — principi generali di progettazione — valutazione e riduzione del rischio. *ISO 12100*, 2010.
- [2] Siemens. Solid edge official website. <https://solidedge.siemens.com/it/>, 2024.
- [3] Hyperlean Srl. Leancost: Soluzioni per l'industria. <https://hyperlean.eu/soluzioni/leancostevo/#leancost12>, 2024.
- [4] Texon International Group Ltd. Texon- italy. <https://www.texon.com/contact-us/italy/>, 2024.
- [5] The Engineering ToolBox. Wood beam strength. [https://www.engineeringtoolbox.com/wood-beams-strength-d\\_1480.html](https://www.engineeringtoolbox.com/wood-beams-strength-d_1480.html).
- [6] SMEM S.r.l. Catalogo generale, 2024.

## 7.0 BIBLIOGRAFIA

[7] Würth Srl. La progettazione dei sistemi di ancoraggio.

[https://fs.wuerth.it/media/downloads/pdf/brochure\\_1/tasselli\\_ancoranti/la\\_progettazione\\_dei\\_sistemi\\_di\\_ancoraggio\\_wuerth.pdf](https://fs.wuerth.it/media/downloads/pdf/brochure_1/tasselli_ancoranti/la_progettazione_dei_sistemi_di_ancoraggio_wuerth.pdf), 2024.